

# 西パキスタン鉄道納 試作ディーゼル動車

Sample Diesel Railcars for Pakistan Western Railway

大谷 巖太郎\*      六反 弘道\*  
 Itsutarô Otani      Hiromichi Rokutan  
 滝上 巖\*      津沢 泰行\*  
 Iwao Takiue      Yasuyuki Tsuzawa

## 要 旨

西パキスタンは気候が高温でダストが多く、一方その要求する仕様はきびしいものである。道床の保守も必ずしもよくないにもかかわらず車両の乗心地に対しては特に強い要求があり、その設計にあたっては数多くの検討と種々の試験が行なわれねばならなかった。したがって、同鉄道から受注した126両のディーゼル動車のうち量産に先がけて動力車1両と付随車2両を試作車として納入した。

本稿はこの試作車の特長とその各種試験について述べている。

## 1. 緒 言

動力車は両端に運転室および機関室を設け、付随車2両と固定編成で最高68 MPH (約110 km/h) で運転される。

車体は車端衝撃200 t、垂直荷重41 tに対して十分安全で、かつ、軽量化構造としてあり、防じん対策のため動力装置と補機関係をすべて床上機関室に設け、フィルタを通した空気により加圧して防じんを確保している。

振動、乗心地については特に考慮がはられ、機関室と客室の間には防音壁を設けるとともに、台車は上下左右方向にオイルダンパを装備している。

## 2. 仕 様

このディーゼル動車の外観を図1に、形式図を図2に示す。表1はそのおもな仕様を示したものである。

## 3. 車 体

### 3.1 鋼 体 構 造

鋼体外板および屋根板は腐食防止のため1.6mmの含銅鋼板を、

その他の骨組には普通鋼のプレス物および軽量形鋼を使用し、全溶接構造としている。

側はり、長けた、たるきなどの部材には側構および屋根の通気性を良くするために、すべて通気穴を設け、この間を自由に大気が環流する構造としている。また、車体の側構、屋根部には断熱のため3mmのコルクペイントを吹付け、その上に50mmのグラスファイバを接着している。図3は車体断面図である。

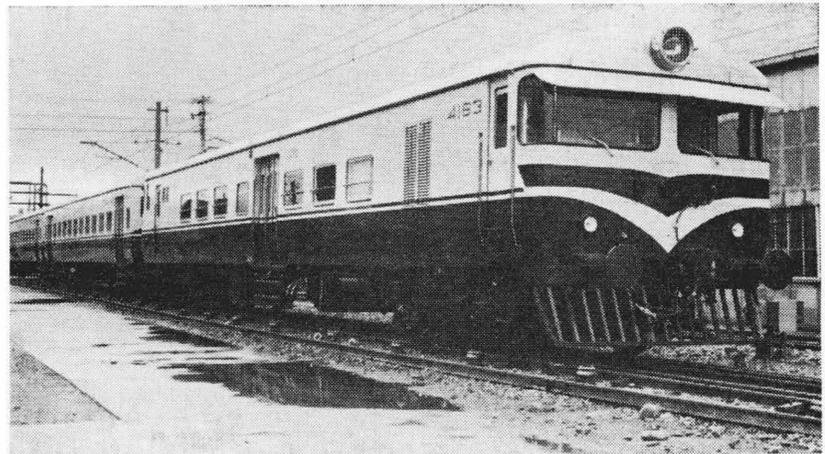


図1 ディーゼル動車

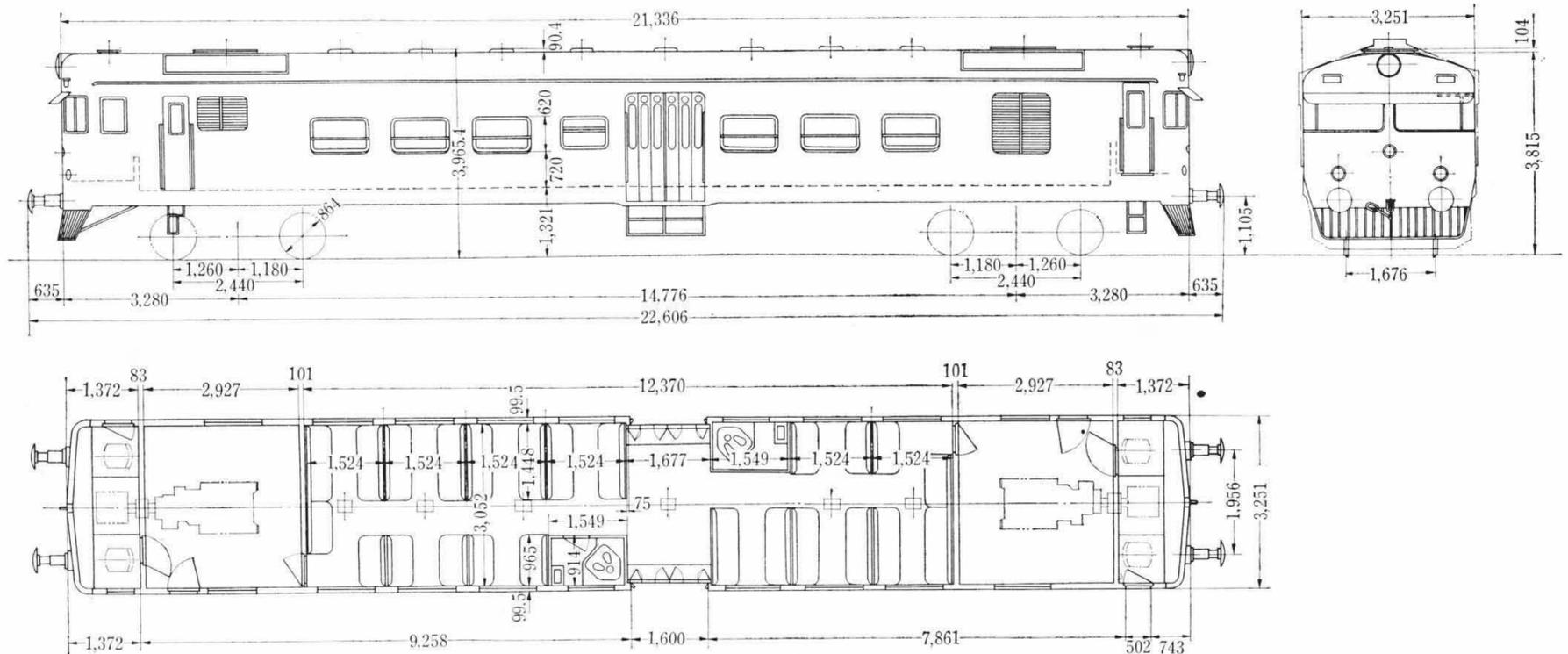


表1 概略仕様

編成	3両固定編成	③ 燃料油圧の低下 次の場合機関停止
軌間	1,676 mm	① 機関潤滑油圧の低下
座席定員	動車 62座席 付随車 98座席	② 機関冷却水温の上昇 (205°F)
空車重量	動車 約 47.3 t 付随車 約 30.4 t	③ 機関冷却水位の低下
最高速度	68 MPH	④ 機関過速
ディーゼル機関		⑤ 変速機油圧の低下
名称	GM12V-71N (N65インジェクター)	⑥ 火災感知の作用
メーカー	General Motors Corp.	発電装置 DC28.5V3kW×2台機関駆動
形式	2サイクルV形	蓄電池 アルカリ式
シリンダ径×行程×数	4¼"×5"×12	サービス用 320AH/10HR
総排気量	851.2 Cu. in. (13.93 l)	始動用 404AH/5HR
最高回転数	2,000 rpm	照明装置 白熱灯
アイドル回転数	750 rpm	扇風機 16" 固定式天井扇風機
最高出力	420 PS/2,000 rpm	9" 半固定式壁掛扇風機
乾燥重量	約 1,500 kg	制動装置
始動方式	始動電動機	26C-1空気ブレーキおよび補助ブレーキ
液体変速機		台車
名称	DBSG115	形式 2軸ボギー台車, 一軸駆動
メーカー	新潟コンバータ株式会社	プレス鋼板溶接構造
形式	ツインディスク形六要素三段タービン	パネ装置 コイルパネオイルダンパー付
機関室加圧装置		軸受 (SKF-スウェーデン) 球面コロ軸受
機関駆動ファンによる室内圧上昇		車輪 一体圧延車輪
制御方式 主幹制御器による電気式制御		逆転, 変速装置
重連運転なし		逆転方式 圧縮空気ピストンによるスパーギヤスライド方式
機関保護装置		変速方式 手動によるスパーギヤスライド方式
次の場合機関アイドル		減速装置
① 機関冷却水温の上昇 (195°F)		ヘリカルギヤおよびスパイラルベベルギヤによる二段減速式
② 変速機油温の上昇		

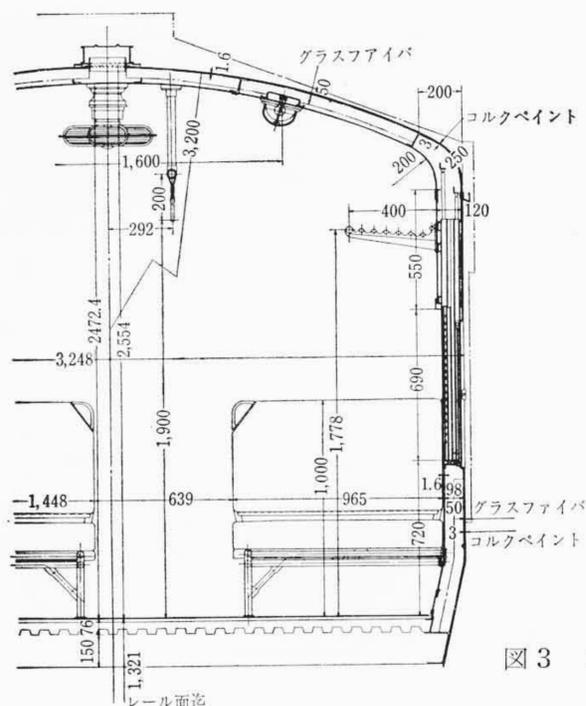


図3 車体断面図

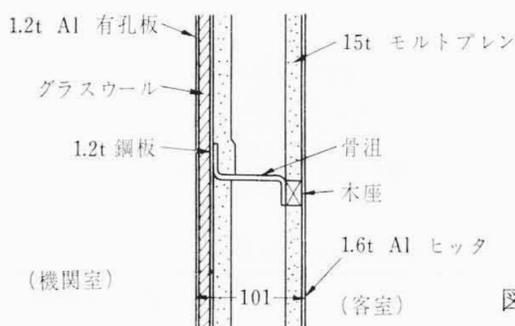


図4 機関室仕切構造

表2 荷重試験結果

試験項目	動 力 車			付 随 車		
	荷 重	最大たわみ mm	最大応力 kg/mm <sup>2</sup>	荷 重	最大たわみ mm	最大応力 kg/mm <sup>2</sup>
垂直荷重試験	14 t	-4.88	+14.7 車体中央出入口部台わく補強	37 t	-4.95	-15.10 まくらはり部 車体中央寄台わく補強
車端圧縮試験	200 t	9.78	-22.08 側ベリ水抜穴部	200 t	10.65	-22.44 まくらはり部 車体中央寄台わく補強
振り試験	4 t-m	2.85 (8×10 <sup>-4</sup> rad/mm)	+2.70 緩衝器はりと まくらはり接合部補強	4 t-m	5.71 (17×10 <sup>-4</sup> rad/mm)	-0.90 側窓上隅
曲げ振動試験	固有振動数 (c/s)			固有振動数 (c/s)		
	空車 (鋼体のみ)	11.6	—	空車 (鋼体のみ)	12.0	—
振り振動試験	積車 (39 t)	5.3	—	積車 (33 t)	5.2	—
	空車 (鋼体のみ)	4.5	—	空車 (鋼体のみ)	4.2	—

表3 剛性比較

車 種	西パキスタンキハ		エジプト 通勤車	モハ 151	ナハ 10	キハ 20	モハ 153	
	M車	J車	(クキハ)	(こだま)			(東海)	
相当曲げ剛性 (×10 <sup>14</sup> kg-mm <sup>2</sup> )	2.34	2.27	2.14	0.90	1.42	1.24	1.16	
相当ねじり剛性 (×10 <sup>12</sup> kg-mm <sup>2</sup> -rad)	73.9	34.2	48.7	39.7	57.9	46.6	35.4	
曲げ固有振 動数 (c/s)	空 車 (鋼体のみ)	11.6	12.0	10.7	12.7	14.0	11.6	9.6
	積車 (39t)	5.3	5.2	—	5.3	6.5	—	—
ねじり固有振動数 (c/s)	4.5	4.2	—	5.1	6.9	7.0	5.0	

3.2 鋼体強度

鋼体の強度および剛性を確認するため、垂直による曲げ試験、積車ならびに空車状態での車端圧縮試験、ねじり試験、曲げおよびねじり固有振動試験を行なった。これらの結果および他車種との比較を表2,3に示す。動力車の車端圧縮試験においてまくらはり側の接合部および中央出入口の台わく補強部に高い応力が生じ、補強を行なったほかには問題なく、200 tの車端圧縮に耐える車体を製作することができた。また、軸重制限の関係から完成重量がきびしく押えられていたが計画重量のうちに入れることができ、比較的軽

量にして剛性の大きな鋼体を製作することができた。

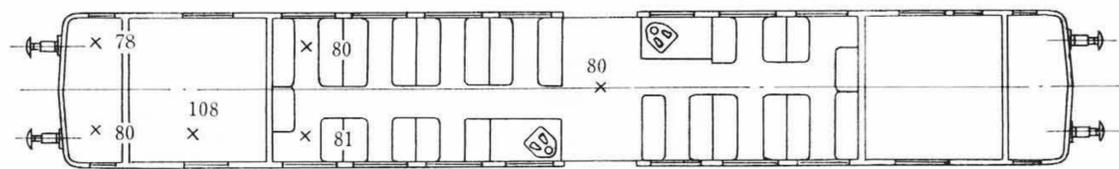
3.3 防音設計

機関室設計に際しては床上にエンジンを搭載することから、防音については特に注意を払った。これまでエジプト国鉄納キハ、マラヤ国鉄納キハなど多くのディーゼル動車を納入したが、これらから当車に使用するエンジンの騒音源を解析し、客室の騒音をNC75、運転室の騒音をNC80以内に納めるように仕切構造を設計した。図4は客室と機関室の仕切構造を示したものである。機関室に面している壁には有孔板を用い内部の吸音材の効果を大きくすることにつとめ、内部の1.2 tの鋼板は気密保持と音のもれるのを防ぐため周囲を溶接し、すき間にはシーラを充てんした。図5は車体完成後の騒音測定結果である。この値から一応初期の目標値に近づけることができたと考えている。

4. 動力装置

4.1 ディーゼルエンジンおよびコンバータ

エンジンはアメリカG.M製の12V-71N (N65インジェクタ)で、現地条件で最高出力420 PS/2,000 rpmとなっている。



(窓閉, エンジン4ノッチ無負荷時, 指示騒音計Aスケール, 単位ホン)

図5 騒音測定結果

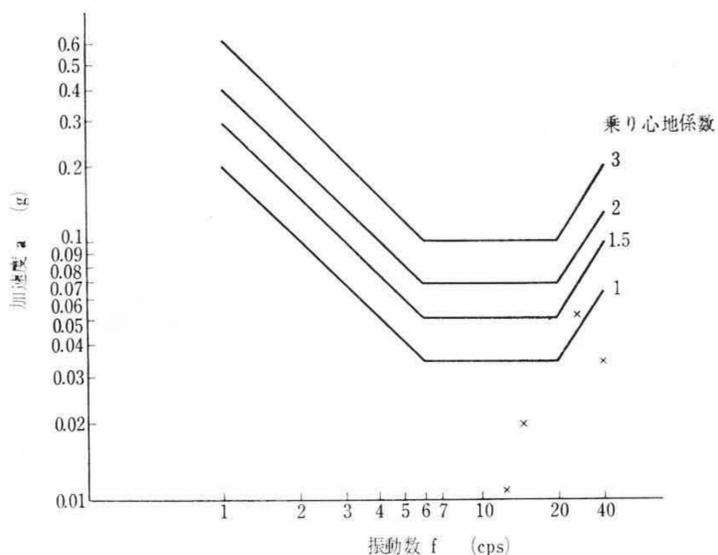


図7 客室内乗り心地(工場内定置試験)

表4 エンジン支持系固有振動数

方	向	復元係数	固有振動数
前	後	$7,471 \times 10^3 \text{ kg/cm}$	565 rpm
ローリング		$9.58 \times 10^6$	731
左右とピッチングの連成	(Y- $\psi$ )	$0.1346 \times 10^6$	370, 648
上下とピッチングの連成	(Z- $\theta$ )	$0.0554 \times 10^6$	542, 413
左	右 (Y)	$2,749 \times 10^3$	336
上	下 (Z)	$4,700 \times 10^3$	438
ピッチング	( $\theta$ )	$18.75 \times 10^6$	522
ヨーイング	( $\psi$ )	$23.54 \times 10^6$	616

コンバータは新潟コンバータ製の標準形 DBSG 115 で、このエンジンと直結できるよう設計してある。

車体への支持は、前位1点、後位2点の3点で防振支持し、防振ゴムはせん断形のゴムを組合せたもので、台車の固有振動数および車体の固有振動数を計算し、台車と車体の合成固有振動数は車体満載時でも9c/s以上であり、エンジンアイドル回転数12.5c/sを考え、防振ゴムの上下方向の固有振動数は7c/sに、左右方向としては従来の車両の振動からして5~6c/sになるように、また、前後方向は従来の車両の振動および車端衝撃を考え10c/sとした。表4にエンジン支持系防振ゴムの固有振動を示す。図6は測定結果の丸解析で、日本国有鉄道推奨の乗り心地係数におきかえたものが図7である。

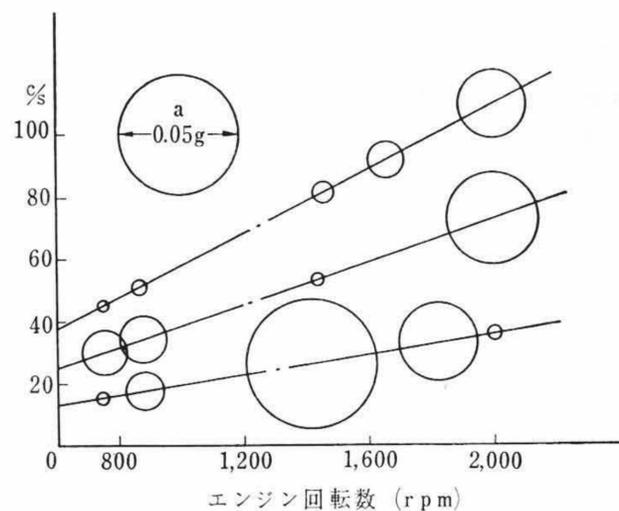
#### 4.2 エンジン吸排気装置

エンジン吸気は、エンジン保護のため2段にフィルタを設け、車側よりパネルフィルタを通り、エアクリーナを通過して、エンジンに吸い込まれる。パネルフィルタはアルミウールと金鋼の組合せで車側に取り付けられ、車外からヨロイ戸を開いて交換できる。エアクリーナはペーパーエレメント式であり、これはオイルバス式に比べその集じん効率は非常によく、しかもエンジンのいかなる吸気量においてもその効果が変わらない長所がある。

排気は屋根上中央に排出され、サイレンサは3種について試作試験の上採用された。この音圧減衰量の計算結果の一例を図8に示す。

#### 4.3 冷却装置

機関室屋根上に設けられた放熱装置は、エンジン冷却水のみを冷却し、トルクコンバータ油およびエンジン潤滑油の熱は熱交換器で冷却水と熱交換を行なうようにしてある。



(コンプレッサ作動  $6 \text{ kg/cm}^2$ )

図6 エンジン寄り客室内上下振動

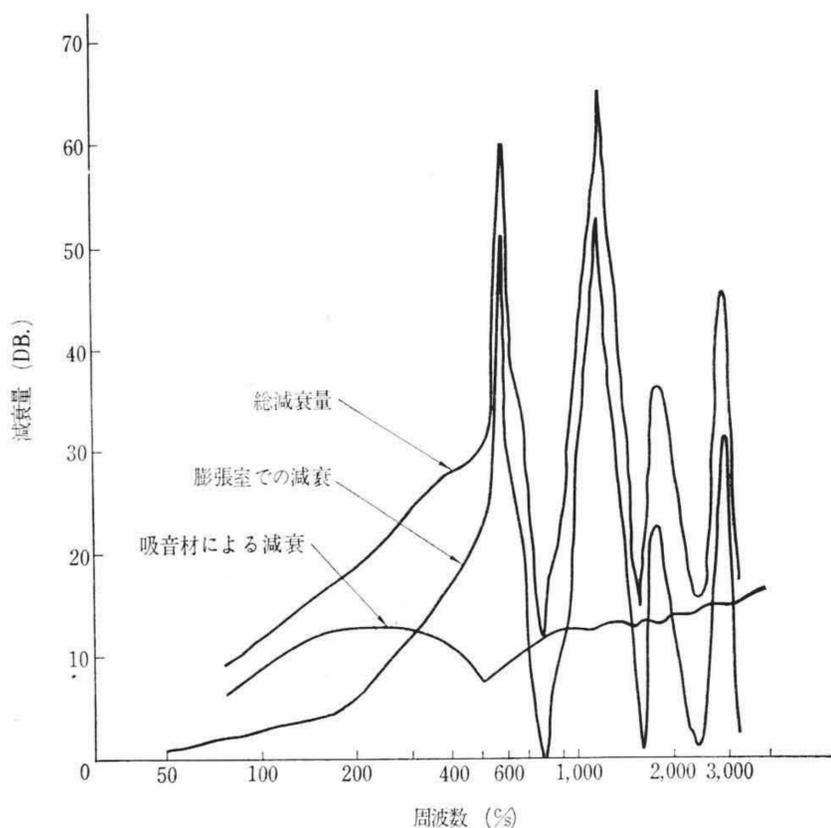


図8 消音器の消音効果計算の一例

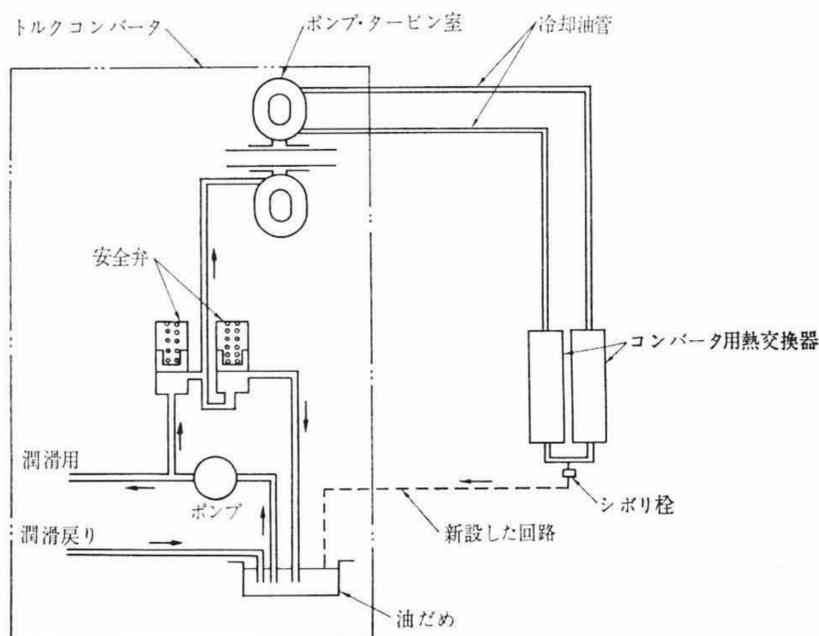


図9 トルクコンバータ油冷却系統図

トルクコンバータは、従来からその直結運転時には冷却されていない。その構造上、直結運転時には冷却回路の油の循環が止まるためであるが、コンバータは直結運転時にも内部のポンプや回転部分などが発熱しており、直結運転を長時間行なうとこの熱の蓄積で異状に発熱する。したがって図9に示す回路を設け、絞りを調整し適当な量の冷却された油をコンバータの油だめまで導くことにより、

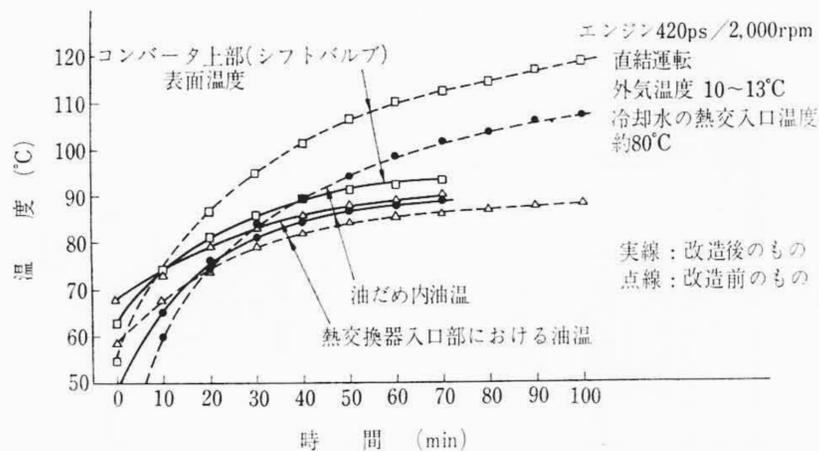


図10 コンバータ直結運転時の温度上昇試験結果

表5 加圧装置ファン仕様

形番	CLF-No. 2½	静風圧	60 mmAq
形式	TV-R-RS	最高回転数	1,300 rpm
吐出風量	100 m³/min.	軸動力	3 ps

表6 加圧装置試験結果

項目	エンジン	
	最高	アイドル
風量 m³/min	140	45
室内圧 mmAq	23	4.2
室内温 °C	最高	29
	最低	23
外気温 °C	13.5	13.5

油だめ内の油温を下げ、コンバータ各部の冷却を行なうようにしたものである。この結果コンバータ各部の温度を 100°C 以下におさえることができた。この試験結果を図 10 に示す。

4.4 機関室加圧装置

エンジン、トルクコンバータおよびこれらに付属する機器は機関室内にまとめて配置してある。室内は換気と車外の砂ほこりが機関室内に侵入しないようにするため加圧装置により室内を加圧している。加圧用の空気は車側よりパネルフィルタを通りシロッコファンにより予圧され室内へ吐出される。図 11 は加圧装置の概要を、表 5 はシロッコファンの仕様を示したものである。この容量はエンジン、コンバータおよび排気管などの発熱体からの発熱量を考慮して決められたもので、その試験結果は表 6 に示すとおりである。

5. 制御および電気装置

5.1 制御装置

重連運転制御を行なわないのでそのための設備はないが、ありと

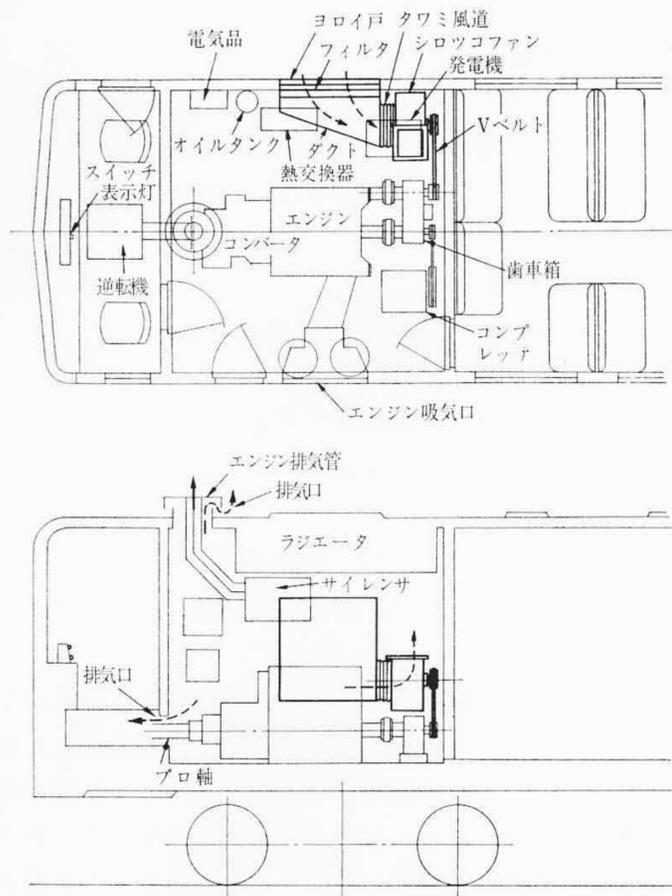


図 11 加圧装置概要

あらゆる保安装置が設けてある。これらの概要は表 7 に示すとおりである。

特長として次のことがあげられる。

(1) 運転室選択

従来の手動の切換スイッチの代わりに、主幹制御器の逆転ハンドルを操作すると自動的に運転に必要な回路が入切独得の方式である。

(2) 逆転機制御

逆転機ギヤの保護のために停車検出装置として油流継電器を逆転機に取り付け、列車が停止していないと逆転機切換えの制御回路が構成されないようにしてある。したがって車を動かして逆転機をかみ合わせることができないので、逆転機補助かみ合せ装置が設けてある。

(3) エンジンの始動、停止

始動は運転室および機関室で 1 台ごとに別々のキースイッチで行ない、燃料油圧が規定値以上になると自動的に始動回路を切って始動電動機を保護している。停止は運転室では主幹制御器により、機関室ではスイッチによりいずれも燃料締切りにより行なわれる。保護装置動作時の停止はエンジン給気口のダンパにより空

表 7 保護装置および制御連動

No.	保護装置	セット値	機関	変速機	逆転機	運転室表示灯	運転室警報	ブレーキ
①	潤滑油圧低下	10 PSI	停止	エンゲージ	エンゲージ	「潤滑油圧」	No.1 ブザ	—
②	機関過速	2,250 rpm	停止	エンゲージ	エンゲージ	「機関過速」	No.1 ブザ	—
③	冷却水位低下	水位スイッチ取付面上 100mm	停止	エンゲージ	エンゲージ	「冷却水位」	No.1 ブザ	—
④	冷却水温上昇	205°F	停止	エンゲージ	エンゲージ	—	No.1 ブザ	—
⑤	火災感知器	温度ヒューズ溶断 180°C	停止	エンゲージ	エンゲージ	「火災感知」	No.1 ブザ	—
⑥	変速機油圧低下	10 PSI	停止	エンゲージ	エンゲージ	「変速機油圧」	No.1 ブザ	—
⑦	冷却水温上昇	195°F	アイドル	中立	エンゲージ	「冷却水温」	No.1 ブザ	—
⑧	変速機油温上昇	248°F	アイドル	中立	エンゲージ	「変速機油温」	No.1 ブザ	—
⑨	燃料油圧低下	20 PSI	アイドル	中立	エンゲージ	「燃料油圧」	No.1 ブザ	—
⑩	デッドマン装置動作	時限 10 秒	アイドル	中立	エンゲージ	—	No.2 ブザ	非常ブレーキ
⑪	停車検出装置	—	①②⑥～⑧のリセット可能	リセット可能	切換可能	「停車」(制御電源兼用)	—	—
⑫	主幹制御器連動ノブ操作	—	—	—	逆転レバー解錠	—	—	—
⑬	逆転機噛合不良	—	アイドル	中立	エンゲージ	「前進」, 「後進」	—	—
⑭	変速機「変」→「直」	—	瞬時アイドル	「変」→「直」	エンゲージ	「変速」, 「直結」	—	—
⑮	空転検出装置	—	—	—	エンゲージ	—	ベル	—
⑯	旅客警報装置	—	—	—	エンゲージ	「軽ブレーキ解除」	No.1 ブザ	軽ブレーキ

気の締切りで行なわれる。

(4) 空転検出装置

逆転機に取り付けた速度発電機の発生する速度電圧を微分し、その加速度電圧（速度電圧の毎秒変化率）があらかじめ定められた加速度以上になると動輪の空転と判断して警報ベルを鳴らす。

5.2 電気装置

電気方式はDC24Vで、発電機は2台並列運転され、蓄電池はサービス用と始動用に分けられているがいずれもアルカリ式で、白熱灯、扇風機などとともにすべてJ.Stone製である。編成車全体のブロックツナギは図12に示すとおりである。

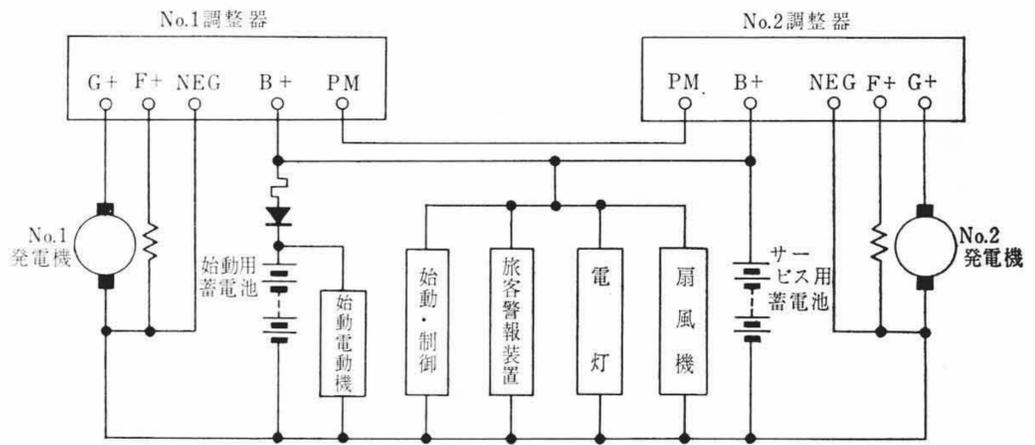


図12 電気ブロックツナギ (編成)

おもな特長をあげると次のとおりである。

(1) 調整器は並列運転形で、発電機の負荷がバランスするようになっている。

(2) 蓄電池は双蓄電池方式で、始動制御、電灯、扇風機などのサービス用と、逆流防止整流器を接続して始動電動機にしか電力を供給しないようにした始動用とに分かれている。始動用は放電される機会が少なく、ほとんどいつも過充電気味になるので、限流抵抗器によって充電を制限し、サービス用蓄電池が充電されやすくしてある。発電装置と蓄電池を組み合わせた場合の現車テストの結果は、エンジンがアイドルでも全負荷時にサービス用蓄電池の充電が可能である。始動用は現地で蓄電池の使用状況を見て限流抵抗器を調整することにしてある。

(3) 乗客が客室の旅客警報スイッチを押すと運転室の警報ブザーが鳴り、自動的に軽いブレーキが作用するが、運転室でこの軽ブレーキを解除することができる。ただし、解除した場合は表示灯で注意を促す。この旅客警報ブレーキ装置はトンネルの中や橋の上で停車しないよう運転士の判断でしばらくの間運転を続行できるようにしてあるわけである。いったん動作した後のリセットは、押ボタンが引込んだままになっている旅客警報スイッチを車掌キーでリセットしたあと運転室のリセットスイッチを押さねばならない。

6. 台車

台車はコイルバネを使用したプレス鋼板溶接構造のもので駆動台車には2段減速歯車装置が装架されている。

車両の乗心地については慣例により顧客指定の試験区間において性能の確認を行なうことになっており、これは従来の輸出車両で例を見なかったことである。乗心地性能の判定は上下、左右両方向のWZ値を求め、それを10乗平均して合成値を求め、表8と比較して行なうのである。

各方向のWZ値は次式より求められる。

$$WZ = 0.896 \sqrt[10]{b^3/f \cdot F(f)}$$

ここに、 $b$ : 振動加速度 ( $=a2\pi f$ )

$a$ : 振幅

$f$ : 振動数 (c/s)

$F(f)$ : 感覚を表示する関数

指定試験区間における納入車と現地既存車両のWZ値は表9のとおりである。この車両において特に左右方向のWZ値が低いのはバネ系の回転剛性を大きくとり、まくらばねの左右動ダンパの減衰係数の選択が適切であったためと思われる。

現地の軌道条件は必ずしも良好ではないということを考慮して台

表8 乗心地の判定

WZ値	判定	WZ値	判定
1.0	非常に良好	3.5	あまりよくない
1.5	かなり良好	4.0	走行限度
2.0	良好	4.5	限度以下
2.5	やや良好	5.0	危険
3.0	普通		

表9 現車のWZ値

車種	速度 M/H	WZ値		
		上下	左右	合成
日立製動車	35	2.10	—	—
	45	2.15	—	—
	62	2.55	1.89	2.40
	68	2.68	1.90	2.50
日立製付随車	35	1.70	—	—
	45	2.10	—	—
	62	2.58	2.38	2.50
	68	2.81	2.39	2.67
既存車	40	2.35	2.40	2.35
	50	2.35	2.75	2.60
	60	2.35	2.85	2.70
	70	2.55	2.95	2.80

車の強度メンバーについては最大乗客員数を決め、上下、左右、前後各方向の振動負荷荷重を推定の上、荷重試験に基づいて各部の強度チェックを行なって万全を期した。

また一方、軸重の制限がきびしいため駆動台車においては駆動軸と従動軸の軸重を同一にするため、心皿位置を従動軸側にずらしてある。

7. 結 言

以上、特長とその試験結果を主体に記述したが、現地試運転の結果特に振動が少なく乗心地のすぐれていること、騒音の低いことなど好評を得ている。これは一貫した思想のもとに車両の乗心地向上のため振動、強度、また軽量化、高速化および諸材料の研究を推進して来た日立製作所の技術の粋がしからしめたものであると信ずる。

目下現地において好評裡に営業運転中であるが、試運転完了後この試作車の検討結果を盛り込んで量産車を製作することになる。

最後に車両の設計、製作に絶えずご指導賜わっている日本国有鉄道車両設計事務所の関係各位に厚く感謝するとともに、本試作車の設計を共同で行なった汽車製造株式会社東京製作所ならびに富士重工業株式会社宇都宮製作所の設計関係各位に敬意を表する次第である。